Nakład 9.500 egzemplarzy.
№ 6. Warszawa, dnia 3 Czerwca 1924 r. Rok II.

TECHNIKA CIEPLNA

ORGAN STOWARZYSZEŃ DOZORU KOTŁÓW W POLSCE.
REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA FREDRY 2 M. 1.

Para przegrzana i jej zastosowanie do zagrzewania, gotowania i odparowywania.

Podał **Ignacy Dąbrowski**. Inż. Stow. Doz. Kotłów w Warszawie.
(por. Technika Cieplna, zesz. 5 str. 35-37).

Podane w pierwszej części tego artykułu badania Claassen'a i Saillard'a prowadzą do sprzecznych pozornie wniosków. Badania te znalazły jednak praktyczne zastosowanie w Niemczech i we Francji i poglądy każdego z badaczy posiadają licznych i gorliwych obrońców i przeciwników.

Pozorna sprzeczność osiągniętych wyników polega naszem zdaniem na przeoczeniu pewnych czynników, dzięki czemu liczby obu badaczy nie nadają się do bezpośredniego porównania.

We wszystkich mianowicie wypadkach ogrzewania pośredniego ciepło pary ogrzewającej przechodzi przedewszystkiem do ścianki metalowej i potem dopiero do cieczy ogrzewanej. Ogólny przeto spółczynnik przewodnictwa ciepła, pomijając niewielki zazwyczaj opór dobrze przeprowadzającej ciepło ścianki metalowej, zależy właściwie od dwóch spółczynników, a mianowicie od spółczynnika przewodnictwa ciepła od pary ogrzewającej do ścianki metalowej i od spółczynnika przewodnictwa od tej ścianki do cieczy ogrzewanej.

Technicy cieplni i projektodawcy aparatów do pośredniego ogrzewania, starając się o zwiększenie wydajności aparatów, główną uwagę zwracali na zwiększenie spółczynnika przewodnictwa ciepła od ścianki metalowej do cieczy ogrzewanej, t. j. na szybkie odbieranie ciepła przez ciecz. Starano się osiągnąć taki rezultat przedewszystkiem przez zwiększenie krążenia cieczy (cyrkulację). Zwracano również baczną uwagę na szybkie i sprawne usuwanie wody skroplonej z przestrzeni pary ogrzewającej. Mało natomiast uwagi poświęcano zwiększeniu spółczynnika przewodnictwa ciepła od pary ogrzewającej do ścianki metalowej.

Rozpatrzmy pokrótce prawa fizyczne jakim podlega para przegrzana w stosunku do przewodnictwa i oddawania ciepła ściance metalowej. Ciepło pary przedostawać się może do ścianki metalowej w dwojaki sposób: przez przewodzenie ciepła i przez promieniowanie. Przewodzenie ciepła nawet w najlepszych przewodnikach jest zjawiskiem stosunkowo powolnem i leniwem. Promieniowanie, przeciwnie, zachodzi ze znaczną szybkością i odbywa się jednakowo łatwo i w parze nasyconej i w parze przegrzanej. Przewodzenie ciepła jest to pewnego rodzaju dyfuzja energji podczas której cząsteczki cieplejsze przenikają stopniowo do warstw chłodniejszych unosząc ze sobą zapas energji i dzieląc się nią ze spotkanemi na drodze cząsteczkami chłodnemi. Wynikiem takiej wymiany będzie stały prąd ciepła przez parę, *a wymiana będzie tem szybsza im krótsza będzie droga na jakiej się odbywa.* Tam gdzie krążenie jest utrudnione, przewodzenie ciepła może być bardzo powolne.

Główną różnicę pomiędzy parą nasyconą a parą przegrzaną stanowi właśnie przewodzenie ciepła w samej parze, t. j. szybkość ostygania pary. Ciała ostygają tem szybciej im lepiej przewodzą ciepło, wówczas bowiem ciepło dopływa w większej ilości z ich wnętrza ku powierzchni. Para przegrzana, zbliżona pod względem własności fizycznych do gazów, stanowi znacznie gorszy przewodnik ciepła od pary nasyconej. Chcąc parę przegrzaną oziębić równie szybko jak parę nasyconą należy ułatwić jej krążenie i zbliżyć cząsteczki wewnętrzne masy pary ku jej powierzchni, czyli przy danej objętości pary stosować możliwie znaczne powierzchnie chłodzące.

Spółczynnik przewodnictwa ciepła pomiędzy parą ogrzewającą a ścianką metalową zależy więc n i e t y l k o o d w ł a s n o ś c i f i z y c z n y c h p a r y p r z e g r z a n e j l e c z r ó w n i e ż i o d s z y b k o ś c i k r ą ż e n i a p a r y w a p a r a c i e i o d j e g o k o n s t r u k c j i.

Dochodzimy zatem do wniosku, że rozbieżność wyników badań Claassen'a i Saillard'a powstała jedynie dlatego, że obaj badacze eksperymentowali z aparatami zupełnie odmiennej konstrukcji. O ile aparat Claassen'a w myśl rozważań powyższych zupełnie do ogrzewania go parą przegrzaną się nie nadawał, o tyle aparat Saillard'a był do tego celu odpowiedni. Zasadniczy błąd obu badaczy polega na zbytniem uogólnieniu swych wniosków co do celowości lub szkodliwości stosowania pary przegrzanej do zagrzewania i odparowywania cieczy.

Każdy aparat stosowany do zagrzewania, gotowania i odparowywania cieczy posiada swoiste, zależne od jego konstrukcji, własności i przed zastosowaniem go do ogrzewania należy przedewszystkiem krytycznie rozpatrzeć czy nadaje się do tego celu oraz jakie ewentualnie zmiany poczynić należy aby aparat do pary przegrzanej zastosować.

Rozpatrzmy pokrótce kilka zasadniczych typów aparatów stosowanych najczęściej do zagrzewania, gotowania i odparowywania cieczy.

Za przykład najprostszego aparatu ogrzewanego parą i stosowanego do odparowywania służyć może cylinder osuszający maszyny papierniczej, obracającej się z szybkością obwodową ok. 3 m. na sekundę. Przy średnicy cylindra 2500 mm i długości 2700 mm, powierzchnia ogrzewalna cylindra wynosić będzie 21,2 m², a objętość pary w cylindrze ok. 13.2 m³. Na 1 m² pow. Ogrzewalnej wypada 0,62 m³ pary.

Para ogrzewająca wchodzi do cylindra poosiowo a przy ruchu obrotowym cylindra siła odśrodkowa będzie utrzymywać cięższe cząsteczki pary na obwodzie cylindra, lżejsze zaś skupiać się będą przy osi, t. j. tam, gdzie szybkość obwodowa zbliża się do zera. Przy stosowaniu pary przegrzanej, której ciężar właściwy jest mniejszy aniżeli pary nasyconej, cząsteczki świeżej pary skupiać się będą wzdłuż osi cylindra, tembardziej, że radjalne przenikanie ciepła w kierunku od osi do obwodu jest w parze przegrzanej znacznie powolniejsze, aniżeli w parze nasyconej a droga którą w tym wypadku ciepło przebyć powinno wynosi od osi cylindra do jego obwodu ok. 1235 mm. Łatwo więc można wywnioskować, że cylindry oszuszające w maszynach papierniczych i w maszynach do suszenia tkanin, jeżeli mają szybko spełniać swe zadanie, ogrzewane być powinny parą nasyconą, a nie parą przegrzaną. Cylindry tego rodzaju możnaby przystosować do ogrzewania parą przegrzaną po odpowiedniem ich przebudowaniu. Należałoby mianowicie zastosować mieszadła wewnętrzne, które zmusiłyby znajdującą się w cylindrach parę do krążenia i mieszania się. Taka rekonstrukcja zwiększyłaby bezwarunkowo spółczynnik przewodnictwa ciepła od pary ogrzewającej do ścianki metalowej.

Aparat zastosowany przez Claassen'a do prób z parą przegrzaną składał się z miedzianej wężownicy. W wielu fabrykach stosowane są dotąd wężownice do zagrzewania, gotowania i odparowywania cieczy. Wężownice są przedewszystkiem stosowane w pionowych warnikach służących do gotowania cukru. Długość pojedyńczej wężownicy dochodzi do 30 m, a przyjmując średnicę 70/75 mm otrzymamy powierzchnię, która wyniesie ok. 7 m² i pojemność zawartej w wężownicy pary 0,115 m³. Na 1 m² powierzchni ogrzewalnej wypada 0,016 m³ pary. Para ogrzewająca wchodzi do wężownicy z jednego jej końca, podczas gdy z drugiej strony wężownicy wychodzi woda, skroplona. Przy stosowaniu do ogrzewania wężownic pary przegrzanej, otrzymujemy jak wykazały doświadczenia Claassen'a, mniejsze odparowanie aniżeli w wypadkach zastosowania pary nasyconej. Zmniejszenie spółczynnika przewodnictwa pomiędzy parą ogrzewającą a ścianką metalową pochodzi ztąd, że przenikanie ciepła od miejsca wlotu pary do końca długiej wężownicy trwa znacznie dłużej w środowisku pary przegrzanej aniżeli w parze nasyconej i im wężownica dłuższa tem odparowalność będzie mniejsza. Znacznie lepsze wyniki otrzymać można jeżeli do pary przegrzanej zastosujemy węże możliwie krótkie i możliwie małej średnicy, jak np. w znanych warnikach „Lira“.

Aparat wyparny zastosowany przez Saillard'a do przeprowadzonych przez niego badań posiadał 130 m kw. powierzchni ogrzewalnej i składał się z rurek żelaznych o małej średnicy. Ponieważ nie posiadamy bliższych danych co do aparatu Saillard'a, weźmiemy dla przykładu normalny aparat pionowy używany w cukrowniach i posiadający taką samą powierzchnię ogrzewalną. Średnica walczaka komory parowej takiego aparatu wynosi 2000 mm. Ilość rurek—1265 po 30/33 mm średnicy i po 1100 mm długości pomiędzy dnami komory. Rura obiegowa (cyrkulacyjna) posiada 300/310 mm średnicy. Objętość pary w komorze parowej wynosi 2,18 m³. Na 1 m² pow. ogrzewalnej wypada 0,0168 m³ pary. Aparaty tej wielkości miewają zazwyczaj jeden wlot pary a rurki tworzą trzy pęczki pomiędzy któremi krążyć może para. Spółczynnik przewodnictwa ciepła od pary przegrzanej do ścianki metalowej możnaby jeszcze zwiększyć drogą sztucznego wzmożenia krążenia pary w komorze. W tym celu należałoby podzielić rurki na większą ilość pęczków a przedewszystkiem dodać drugi wlot pary. Należy zaznaczyć, że przydatność takich aparatów do stosowania w nich pary przegrzanej będzie tem większa im przy danej powierzchni ogrzewalnej rurki aparatu będą krótsze. W miarę zwiększania się długości rurek i zmniejszania się ich ilości, możność stosowania w aparatach pary przegrzanej będzie się zmniejszać.

Rozpatrzymy tutaj dla przykładu bardzo rozpowszechniony aparat wyparny syst. Kestner'a z rurkami po 7 *m* długości. Przy powierzchni ogrzewalnej 130 *m*²., średnica walczaka i komory parowej wynosić będzie 900 *mm*, ilość rurek — 176 po 35/38 *mm* średnicy i 7000 *mm* długości, licząc od dna do dna. Objętość zawartej w takiej komorze pary wynosić będzie ok. 3.05 *m*³. Na I *m*² powierzchni wypada 0.0235 *m*³ pary, a więc o 40% więcej, aniżeli w aparacie Pauli-Greiner, jaki stosował Saillard. Długość rurek w aparacie Kestner'a będzie przeszło sześciokrotnie, długość zaś drogi dla przenikania ciepła od wlotu pary do końca rurek również wielokrotnie większa aniżeli w aparacie Pauli-Greiner, co przy stosowaniu pary przegrzanej posiada szczególniej ważne znaczenie. W istocie doświadczenie wykazało, że stosowanie pary przegrzanej do ogrzewania aparatu syst. Kestner'a nie daje korzystnych wyników. Aparaty Kestner'a wyżej podanej wielkości posiadają pojedyńczy wlot pary i zazwyczaj cztery pęczki rurek, w około których krąży para. Ze względu na znaczną długość rurek przenikanie ciepła od miejsca wlotu aż do końca rurek trwa przy parze przegrzanej znacznie dłużej i aparat, o którym mowa, przy zachowaniu konstrukcji dotychczasowej, nadaje się znacznie lepiej do ogrzewania go parą nasyconą. W celu zwiększenia w takim aparacie spółczynnika przewodnictwa ciepła od pary ogrzewającej do ścianki metalowej, należałoby dodać drugi a nawet i trzeci wlot pary umieszczając je na różnych poziomach. Dwa wloty pary mogłyby wywołać żywsze krążenie pary między rurkami a więc szybsze oddawanie ciepła ściankom metalowym rurek aparatu, wobec czego aparat byłby podatniejszy do ogrzewania go parą przegrzaną.

Z przytoczonych wyżej wyników badań i rozważań teoretycznych wynika, że do ogrzewania parą przegrzaną, nadają się przedewszystkiem te aparaty, które odpowiadają następującym warunkom:

1. para ogrzewająca powinna być rozbita na dużą ilość cienkich strumieni, aby ilość pary przypadająca na 1 *m*² powierzchni ogrzewalnej była możliwie mała (w cylindrze maszyny papierniczej 0.62 *m*³, a w aparacie Pauli-Greiner 0.0168 *m*³, czyli 37 razy mniej).

2. droga, która musi przebyć ciepło od poziomu wlotu pary do najwięcej od wlotu oddalonego punktu powierzchni ogrzewalnej powinna być możliwie krótka (co istotnie ma miejsce w pionowym aparacie Pauli-Greiner przy krótkich rurkach i przy wlocie pary umieszczonym na poziomie połowy wysokości rurek. (W wężownicy, o której mówiliśmy wyżej ciepło musi przebywać drogę do 30 *m*, podczas gdy długość drogi w aparacie Pauli-Greiner wynosi ok. 0.5 *m*, czyli 60 razy mniej).

3. ruch pary w aparacie powinien być ułatwiony przez rozdzielenie rurek na większą ilość pęczków i racjonalne ich ugrupowanie.

4. krążenie (cyrkulacja) pary w aparacie powinno być sztucznie wzmożone, co można osiągnąć również przez doprowadzenie pary zapomocą kilku celowo rozmieszczonych otworów wlotowych.

Na podstawie doświadczeń dotychczasowych można twierdzić, że ani cylindry suszące maszyn papierniczych i włókienniczych, ani warniki z długiemi wężownicami nie nadają się do ogrzewania ich parą przegrzaną. Można naturalnie stosować i w tych warunkach parę przegrzaną, lecz wydajność powierzchni ogrzewalnej będzie mniejsza niż przy parze nasyconej.

W technice cieplnej chodzi najczęściej o to by jak najlepiej wyzyskać powierzchnię ogrzewalną aparatu i w związku z tem zagadnieniem kwestja stosowania do ogrzewania tej czy innej pary staje się ważną. W będących obecnie w użyciu aparatach do pośredniego zagrzewania, gotowania i odparowywania cieczy, para przegrzana nie dała tych korzyści, jakich się po niej spodziewali jej bezwzględni zwolennicy. Może odpowiednia przebudowa aparatów albo nowe konstrukcje w przyszłości pozwolą na skuteczniejsze stosowanie pary przegrzanej. Na razie jednak trzeba stwierdzić, że para nasycona posiadać będzie w technice ogrzewalniczej dominujące przez czas dłuższy znaczenie i nie da się tak łatwo wyprzeć parze przegrzanej jak to w zastosowaniu pary do napędu silników nastąpiło.

Przypisek autora.

Literatura światowa poświęcona parze przegrzanej jest bardzo obszerna i wielu badaczy poświęciło dużo pracy badaniom własności fizycznych pary przegrzanej, przedewszystkiem zaś jej zastosowaniom do celów praktycznych.

W literaturze polskiej posiadamy starannie i wszechstronnie opracowane dzieło p. Maksymiljana Pawłowskiego p. t. *„Para przegrzana i jej zastosowanie w przemyśle"*, str. 159, które niestety, nie znalazło u nas takiego rozpowszechnienia na jakie w zupełności zasługuje.

Temperatura pary wylotowej w turbinach z przeciwprężnością.

Podał Inż. **K. Smolaga.**

Artykuł poniższy stwierdza w szeregu przykładów praktyczne znaczenie pewnych założeń teoretycznych, które należy uwzględniać przy nabywaniu turbin parowych.

Racjonalnie zainstalowana turbina z przeciwprężnością winna odpowiadać pewnym warunkom, a mianowicie: 1) moc turbiny musi harmonizować z ilością pary, wymaganą do ogrzewania, gotowania lub suszenia, t. j. cała ilość pary dostarczana przez turbinę powinna znaleść użyteczne zastosowanie; 2) turbina winna przerabiać taki spadek cieplika, aby przeciwprężność równała się ciśnieniu, wymaganemu od pary dla celów grzejnych; 3) temperatura pary wylotowej z turbiny powinna być celowo dobrana.—

Instalacje, pracujące w takich warunkach, posiadają bardzo wysoką sprawność ekonomiczną, dochodzącą przy wzorowem urządzeniu i prowadzeniu w większych jednostkach do 80%. Nieuwzględnienie albo błędne określenie powyższych warunków przed zamówieniem turbiny powoduje w następstwie straty w paliwie, a jakość, a czasami także ilość pary wylotowej nie odpowiada istotnej potrzebie.

Para, wchodząca do aparatów grzejnych nie powinna być przegrzaną z powodu złego przewodnictwa ciepła pary przegrzanej. Najlepiej więc odpowiadałaby swemu zadaniu taka para, któraby po wyjściu z turbiny posiadała pewne przegrzanie, aby zapobiedz skraplaniu pary w przewodach, ale przy wejściu do aparatów grzejnych przegrzanie już traciła. W naszym przemyśle zachodzą wypadki, że otrzymując z turbiny parę o zbyt wysokiem przegrzaniu, wstrzykują do niej wodę w celu obniżenia temperatury. Ocena tego środka nie wchodzi w zakres niniejszego artykułu, którego celem jest wyjaśnienie zależności temperatury pary wylotowej od ciśnienia i temperatury pary admisyjnej. Zależność tę wyjaśniają podane niżej przykłady obliczenia turbin z przeciwprężnością.

I. przykład. Turbina Zoelly'ego z przeciwprężnością, o mocy 1100 kW przy $n = 3000$ obr./min. Ciśnienie pary admisyjnej $P_1 = 16$ atm. abs., temperatura $t_1 = 320°C$; przeciwprężność $P_2 = 3{,}25$ atm. abs.

Z tablic entropijnych I — S otrzymuję: $i_1 = 735$ kal. (rys. 1), $i_2 = 650{,}5$ kal. Adjabatyczny spadek cieplika $\delta\ i_1 - i_2 = 84{,}5$ kal. Po uwzględnieniu ciepła odzyskanego ze strat, rozporządzalny spadek cieplika wynosi $S_p = (i_1 - i_2) = 1{,}048 . 84{,}5 \backsim 88{,}5$ kal. Turbina składa się z 3 kół Zoelly'ego. Każde koło wyzyskuje jednakowy spadek cieplika $= 29{,}5$ kal.

$c_0 = 91{,}5 \sqrt{29{,}5} \backsim 496$ m./sek.; $\varphi = 0{,}962$.

$c_1 = 0{,}962 . 496 \backsim 478$ m./sek. Prędkość wylotowa z kierownicy jest mniejsza we wszystkich stopniach od prędkości krytycznej. $D_m = 1050$ *mm.* (średnia średnica wirników do połowy wysokości łopatek).

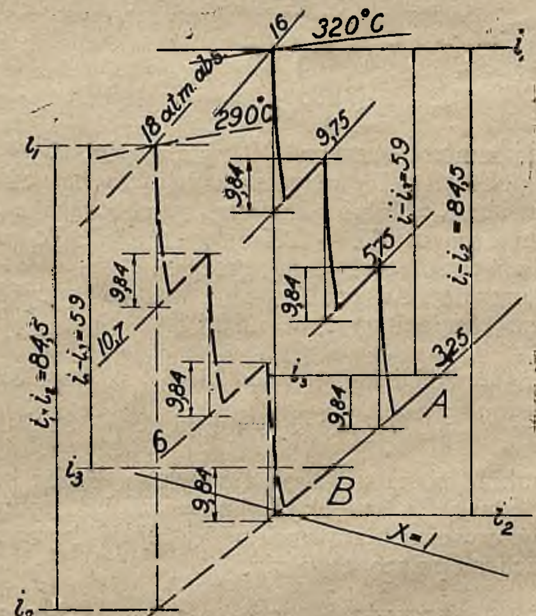
$$u = \frac{\pi D_m . n}{60} = \frac{\pi\ 1{,}05 . 3000}{60} \backsim 165 \text{ m./sek.}$$

$$\frac{u}{c_1} \backsim 0{,}346\ ;\ \alpha_1 = 17^0.$$

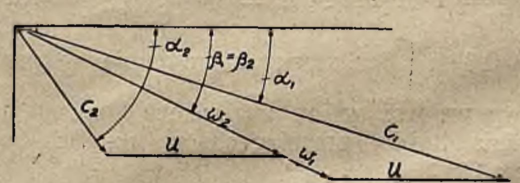
Z wykresu prędkości (rys. 2) znajduję:

$\omega_1 = 324$ m./sek., $\beta_1 = 25^0\ 30'$.

$\beta_2 = \beta_1$; $\psi = 0{,}86$.



Rys. 1.



Rys. 2.

$\omega_2 = 0{,}86 . 324 \backsim 278{,}5$ m./sek.

$c_2 = 148$ m./sek. ; $\alpha_2 = 54^0$.

Straty 1 *kg.* pary:

1) w kierownicy $A.Z = \frac{1}{427}(1-0{,}962^2)\frac{496^2}{2.9{,}81} \backsim 2{,}19$ kal.

2) w wirniku $A.\ Z_1 = \frac{1}{427}(1-0{,}86^2)\frac{324^2}{2.9{,}81} \backsim 3{,}26$ „

3) wylotowa $A.\ Z_2 = \frac{1}{427} \cdot \frac{148^2}{2.9,81}$ — — — $\backsim$ 2,62 kal.

4) na rozpryskiwanie i nieszczelności 3%, t. j. 0,03.29,5 — — — — — $\backsim$ 0,885 „

5) na tarcie i wentylację 3%, t. j. 0,03. 29.5 $\backsim$ 0,885 „

Suma strat w każdym stopniu = 9,84 „

i_3 = 676 kal (rys. 1) ; $i_1 - i_3$ = 59 kal

Sprawność wewnętrzna $\eta_i = \frac{i_1 - i_3}{i_1 - i_2} = \frac{59}{84,5} \backsim 0,698.$

Sprawność mechaniczną oceniam na η_m = 0,97.
Sprawność efektywna $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$=0,97.0,698 $\backsim$ 0,677.
Zużycie pary na 1 K M_e — godzinę:

$$G_e = \frac{632,3}{0,677.84,5} \backsim 11,05\ kg.,$$

na 1 K W — godzinę przy η_d = 0,95 (dynamo)

$$G_{KW} = \frac{11,05.1,36}{0,95} \backsim 15,82\ kg.$$

Moc na sprzęgle w K M_e:

$$N_e = \frac{1100}{0,736.0,95} \backsim 1574\ K\ M_e.$$

Zużycie pary na godzinę przez całą turbinę:
G = 11,05 . 1574 $\backsim$ 17 400 *kg*.

$$G_{sek.} = \frac{17\,400}{3\,600} \backsim 4,84\ kg.$$

Temperatura pary wylotowej z turbiny $t_2 \backsim$ 183° C (rys. 1, punkt A). Temperatura suchej pary nasyconej przy 3,25 atm abs. = 135,5° C. Para, wychodząca z turbiny, jest przegrzana o 183 — 135,5 $\backsim$ 47,5° C. To przegrzanie jest za wysokie dla pary grzejnej.

II przykład. Wszystkie dane jak w I przykładzie, z wyjątkiem temperatury t_1 = 270° C.

i_1 = 708,5 kal. ; i_2 = 631,5 kal. (rys. 3).

$i_1 - i_2$ = 77 kal. S_p = 1,05. 77 $\backsim$ 81 kal.

Turbina posiada 3 Koła Zoelly'ego. Każde koło wyzyskuje jednakowy spadek cieplika = 27 kal., przy prędkości wylotowej z kierownicy mniejszej od krytycznej we wszystkich stopniach ciśnienia.

c_0 = 91,5 $\sqrt{27} \backsim$ 476 m./sek. ; φ = 0,96.

c_1 = 476 . 0,96 $\backsim$ 457 m./sek.

D_m = 1000 *mm.* ; $u = \frac{\pi.\ 1.3000}{60} \backsim$ 157 m./sek.

$\frac{u}{c_1} \backsim$ 0,344. Ten stosunek przyjmuję w przybliżeniu jednakowy we wszystkich wypadkach dla możności porównywania turbin, pracujących w różnych warunkach cieplnych.

α_1 = 17° (rys. 2).

ω_1 = 310 m./sek. ; β_1 = 25° 20'.

$\beta_2 = \beta_1$; ψ = 0,85.

ω_2 = 0,85. 310 $\backsim$ 263,5 m./sek.

c_2 = 140 m./sek. ; α_2 = 54° 30'.

Straty 1 *kg*. pary:

1) w kierownicy $A.\ Z = \frac{1}{427} (1—0,96^2) \frac{476^2}{2.9,81} \backsim$ 2,12 kal.

2) w wirniku $A.\ Z_1 = \frac{1}{427} (1—0,85^2) \frac{310^2}{2.9,81} \backsim$ 3,18 „

3) wylotowa $A.\ Z_2 = \frac{1}{427} \cdot \frac{140^2}{2.9,81} \backsim$ 2,34 kal.

4) na rozpryskiwanie i nieszczelności 3%, t. j. 0,03.27 $\backsim$ 0,81 „

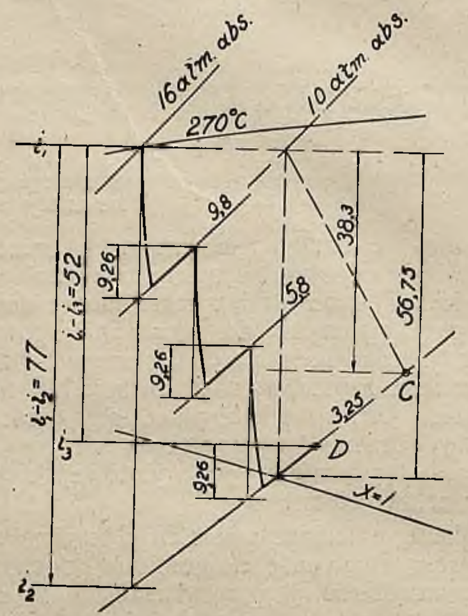
5) na tarcie i wentylację 3%, t. j. 0,03.27 $\backsim$ 0,81 „

Suma strat w każdym stopniu = 9,26 „

i_3 = 656,5 kal. (rys. 3) ; $i_1 - i_3$ = 52 kal.

$\eta_i = \frac{52}{77} \backsim 0,675$; η = 0,97; η_e = 0,97.0,675 $\backsim$ 0,655.

$$G_e = \frac{632,3}{0,655.77} \backsim 12,53\ kg.$$



Rys. 3.

$$G_{KW} = \frac{12,53.1,36}{0,95} \backsim 17,95\ kg.$$

N_e i η_d te same co w I przykładzie.

G = 12,53. 1574 $\backsim$ 19730 *kg*.

$$G_{sek.} = \frac{19730}{3600} \backsim 5,48\ kg.$$

$t_2 \backsim$ 146° C (rys. 3, punkt *D*).

Przegrzanie wynosi 146 — 135,5 $\backsim$ 10,5 °C.

Para o tem przegrzaniu nadaje się do celów grzejnych, a nawet w zależności od długości przewodów instalacji możnaby przegrzanie podnieść jeszcze wyżej do mniej więcej 20° C w celu uzyskania lepszej sprawności instalacji, a bez uszczerbku dla procesu grzejnego.

Z porównania tych 2 przykładów wynika, że przez obniżenie temperatury pary admisyjnej (p_1 i p_2 pozostają bez zmiany) o 50° C w II przykładzie sprawność turbiny cokolwiek się pogorszyła, a zużycie pary na 1 K M_e — godzinę znacznie wzrosło (o 15 *kg*.).

III przykład. Wszystkie dane te same co I przykładzie za wyjątkiem p_1 = 18 atm. abs. i t_1 = 290° C.

W tym wypadku (rys. 1, przebieg linjami przerywanemi) sprawność turbiny i zużycie pary na 1 K M_e — godzinę są te same jak w I przykładzie, ponieważ $i_1 — i_2$ = 84,5 kal., natomiast temperatura pary wylotowej z turbiny (rys. 1, punkt *B*) wynosi $t_2 \backsim$ 150° C, a przegrzanie 150 — 135,5 $\backsim$ 14,5° C. W porównaniu z przykładem drugim zużycie pary jest tu znacznie korzystniejsze i temperatura pary wylotowej w zupełności nadaje się do celów grzejnych. *(d. c. n.).*

Obecny stan orki maszynowej.

Podał T. Świeżawski dr. inż. Poznań.

Idea stosowalności jedno, dwu lub trzyskibowych pługów motorowych z zwyczajnym pługiem posuwistym jest zwodniczą, bo skoro pięcio i sześcioskibowiec, który na tę ilość skib raz siebie transportuje przez podatne podłoże i zużywa nieproporcjonalnie wiele benzyny, to cóż dopiero mniejszy agregat dwa lub więcej razy przetaczający swój martwy choć mniejszy ale też wydatny ciężar przez pole. Może opłacą się w wyjątkowych warunkach takie małe pługi motorowe, ale tylko jako ciągówki do pociągu szybszego niż końmi maszyn żniwnych, do płytkiej podorywki natychmiast, co jest bardzo wskazane, po świeżem ściernisku i ewentualnie jako samochody ciężarowe. Szczególniej małe ciągówki czołgowe mogą wykazać tu najlepsze stosunkowo wyniki.

Przystosowanie do wszystkich pługów motorowych osobnej tarczy pasowej na wale korbowym motoru i oferowanie możliwości używania pługa motorowego do napędu młocarń kombinowanych i innych maszyn gospodarczych jest nonsensem albo zbytkiem, bo silnik wybuchowy pracuje ekonomicznie tylko przy pełnem obciążeniu, a przeważnie maszynami gospodarczemi obciąża się go tylko częściowo. Pozatem zbytkiem trzeba nazwać napęd młocarni czy śrutownika motorem samochodowym, podlegającym przy orce największym natężeniom i wymagającym jak najnowsze badania wykazują ze względu na zmęczenie cząstek materjału, odpoczynku. Silnik pługa motorowego może pracować 2000 do 3000 godzin czyli przy używaniu go nieustannie do różnych napędów w gospodarstwie rolnem musi być nieomal w jednym roku zamortyzowany, co w europejskich warunkach prowadzenia gospodarstw rolnych stanowczo się nie kalkuluje.

Zastosowanie wzorem pługów parowych systemu dwumaszynowego lokomotyw z motorami wybuchowemi może z pozoru wyglądać zachęcająco, bo nie przejeżdża się martwym ciężarem przez orną glebę, nie ugniata się jej, a unika się ciężaru kotła parowego i dowozu węgla i wody.

Niestety swoiste cechy silnika wybuchowego, nieznoszące większych zmienności oporów i redukujące moc jego przy zwolnieniu ruchu powodują, że windy motorowe są zupełnie nieodpowiednie do orki pługami posuwistemi. Następnie silnik chwilowo nieciągnący liny pługa wahadłowego nie może być wyłączony, bo służy do przejazdu odnośnej lokomotywy o dwie szerokości orki i musi być gotowy do ciągnienia, czyli pracuje przeważnie jałowo.

Dotychczasowe zatem wyniki orki motorowej pługami posuwistemi są zupełnie niezadawalniające. Niewiele tu też pomogą tańsze materjały pędne, zastępujące benzynę, kerozyną i benzolem. Do jakich absurdów dochodzi nieświadomość warunków pracy pługów motorowych u interesowanych, wskazuje np. projekt*) zastosowania gazu ssanego z węgla drzewnego, używanego w samochodach do ciągówek pługów motorowych z tą oryginalną modyfikacją, żeby na samą ciągówkę brać drzewo i tam je dopiero wyprażać na węgiel drzewny, z czego wytwarzany gas ssany pędziłby motor wybuchowy ciągówki. Ciężar generatorów i oczyszczalników doprowadziłby wprawdzie taką lokomotywę przynajmniej do 30 ton ciężaru, ale to projektodawcy nie przychodzi ua myśl i ośmiela do traktowania sprawy zupełnie poważnie.

Do właściwego rozwiązania zagadnienia prowadzą dwa jedynie sposoby. Pomiędzy silnik wybuchowy a pług posuwisty włączyć należy takie sprzęgło względnie przekładnię, która pozwoli na zwiększenie mocy kosztem zwolnienia ruchu albo zamiast pługa posuwistego zastosowanego do sprzężaju lub do windy parowej, użyjemy innego narzędzia, któreby wykonało orkę zadawalniająco, skruszając i mieszając skibę należycie, i stosowało się do właściwości silnika wybuchowego i postępu po miękkiej roli.

Na pierwszy sposób trafiano tylko pośrednio zespołem termo-elektrycznym, co do drugiego zaś istnieje kilka już prób praktycznych, które nie dały jednak jeszcze zadawalniających wyników.

Zespół termoelektryczny, zainicjowany przez W. Raczyńskiego, a przekonstruowany, przez inż. Maćkowiaka, stosuje do systemu dwumaszynowego pługa parowego jedną lokomotywę z silnikiem ropnym, z windą motorową i małym generatorem elektrycznym, która jedzie środkiem pola ornego, ciągnąc mocą silnika ropnego jeden orzący zespół pługa wieloskibowego (nie wahadłowego) od kraju pola do siebie a równocześnie odsyłając elektrycznie drugi podobny zespół pługów niepracujący od siebie na drugi kraj pola przez napęd dynamo i włączenie małego elektromotoru na odnośnym zespole. Każdy zespół pługów ma osobną linę stalową do ciągnienia i osobny przewód elektryczny, który z początku podczas prób praktycznych przedwojennych, przebiegał w środku liny stalowej. Obecnie dla uniknięcia zwarcia prądu z liną drucianą przewód ten jest osobno prowadzony i nawijany tak, aby nigdy nie znajdował się w stanie naprężonym. Ekonomiczny skutek pracy tego systemu, przedewszystkiem przez znaczną szybkość orki i znaczną moc silnika (85 KM) okazał się znakomity i bilans ogólny kalkuluje się nadzwyczajnie korzystnie. Jest rzeczą ubolewania godną, że Towarzystwo Udziałowe założone celem eksploatacji tego polskiego wynalazku, zawiesiło na razie swoje czynności i niewyrabiając tej maszyny nie pomaga rolnictwu, w pierwszym rzędzie polskiemu, i nie oddaje jej do powszechnego użytku, bo eksport nie dałby na siebie czekać wobec oczywistych zysków orania takim systemem. Jaka szkoda, że zamiast fabrycznie doskonałego kopjowania niezdarnego i przestarzałego trzyskibowca *„Titan“* amerykańskiej *Intern. Harvester-Comp.* przez warszawską, rutynowaną w silnikach ropnych firmę *Ursus*, na zlecenie Kooperacji Rolnej, nie zapoczątkowano fabrykacji systemu termoelektrycznego na szerszą skalę.

Przestrzegam jednak, by nie skierowano się znowu mylnie ku zbytniemu zmniejszaniu agregatu termoelektrycznego w ewentualnych celach szerszego rozpowszechnienia, bo może wtedy przy małej rezerwie mocy objawić się znowu nieodpowiednie ustosunkowanie silnika wybuchowego do oporów orki pługami posuwistemi, o ile nie uda się przemienić z małą stratą całej energji silnika na elektryczną i roli idealnych przenośni nie odegrają elektromotory szeregowe, które przy zwolnieniu obrotów skutkiem zwiększonego oporu rozporządzają nadal pełnią mocy, a przy zmniejszonym oporze ruch przyśpieszą. Nie zapoznaję przy tem trudności i podrożenia systemu przez wieksze i kosztowne urządzenia elektryczne.

Z narzędzi, które mają zastąpić pracę pługa posuwistego, a które odpowiadają lepiej właściwościom ciągówek z silnikami wybuchowemi jeżdżących po roli, dwa tylko dotychczas usiłują przekonać rolników o udatnych wynikach, mianowicie motor do uprawy roli *Lanz'a i Köszegi'ego* i maszyna rozdrapująca rolę *Meyenburga.*

Lanz przekonstruował i fabrycznie doskonale wykończył pomysł kowala węgierskiego, który kilku nożami na obwodzie kilkunastu tarcz, przymusowo na wspólnym wale za ciągówką obracanych, kraje ziemię na małe wycinki i wyrzucając je w tył pod górę pod odbijającą je blachę rozdrabnia i miesza glebę nader wydatnie. Jest to naśladownictwo gryzów, jednak przeciwnie krających, bo od największej grubości do zera, a za to wspomagających postęp kół adhezyjnych ciągówki właśnie podczas obróbki roli. Niestety niezbędnym warunkiem działania jest w tej maszynie znaczna szybkość obrotu wymienionych noży i tarcz (5 m. na sek.), co wymaga sztywności

---

*) *„Pflüge mit Holzgas“. Der Kraftpflug,* Zeitschrift für Landwirt. Masch. Industrie und Handel (*Sangehäuser* Zeitschrift) № 1 z 2.1.1924.

układu, podatnej na zepsucie przy napotkaniu kamienia i powoduje znaczny wydatek mocy na rozdrobnienie roli. Oryginalna jest historja przetwarzania się tej maszyny: *Köszcgi* zaczął od ciągówki o silniku 12 KM., w rok potem zbudował już zespół z silnikiem 24 KM. a *Lanz* kupiwszy patent, przekonstruował silnik na 48 KM., następnie na 60 KM., a dziś buduje zespoły z silnikami 70—80 KM. ważące przeszło 10 ton. Zachodzi znowu potrzeba znacznej mocy i rezerwy mocy. Na dobitkę złego rolnik nie zawsze może być zadowolony z pracy tej maszyny, bo rozdrobnienie jest nadmierne. Rola albo traci szybko wilgoć dzięki włoskowatości drobin ziemi i wydatnemu parowaniu na powierzchni albo zamula się podczas znaczniejszych i naglejszych opadów. W każdym razie kilkoletnie próby porównawcze na bezpośrednio sąsiadujących polach dawały po obróbce maszyną Lanz-Köszegi'ego wobec orki pługiem posuwistym wyniki czasem nawet lepsze, miejscami znowu gorsze. Ostatecznie maszyna ta przejdzie do historji, gdyż opłacić się nie może, skoro ledwie dotrzymuje konkurencji Stock,om i t. p. mniej doskonałym zespołem do orki motorowej.

Rozdrapująca glebę na wzór łap krecich, idzie maszyna inż. *Meyenburga* jeszcze dalej pod względem szybkości obrotu, bo przeciąga przez ziemię krążące końce stalowych drutów z szybkością 10 m. na sek. przy znacznem oczywiście zużyciu paliwa. Daje się ona jednak zastosować i w małych jednostkach (5 KM) i—zdaje się rolniczo więcej zadawalnia, niż poprzednio podane działanie gryzów.

Maszyny inż. *Meyenburga* nie można jeszcze uważać za dojrzałą i należałoby przeprowadzić próby i zebrać doświadczenia tak rolnicze jak i mechaniczno-fabryczne. Prawdopodobnie nader szybkie zużywanie się drutów stalowych i ich łatwe trwałe odkształcenia wtrzymują dotychczas firmę *Siemens-Schuckert,* która zakupiła pomysł *Meyenburga,* od zdecydowanej produkcji i rozpowszechnienia tej maszyny.

Usiłowania w znalezieniu stosownego narzędzia doprowadzą może orkę motorową do istotnych rezultatów, na które rozdrabniająca się i pracująca w coraz trudniejszych warunkach własność ziemska czeka z utęsknieniem. Tym prędzej zaś do tego celu dojdziemy, tem doskonalsze powstanie narzędzie, im dokładniej znamy sobie sprawę z tego, jakim warunkom maszyna do obróbki gleby musi odpowiadać. Wówczas unikniemy tylu błędów, tylu odchyleń od właściwej drogi, takiego braku orjentacji i jasnego rzeczowego sądu jakie widzimy obecnie.

Przyczynić się choć w części do takiej orjentacji, jest zadaniem niniejszego artykułu.

Określenie analityczne wpływu niektórych czynników na wydajność ciepła z grzejników radjatorowych.

Podał F. Bąkowski Inż.

Na wielkość spółczynnika wydajności ciepła z grzejników wpływa, jak wiadomo, bardzo wiele czynników; układając te czynniki według stopnia ich znaczenia, otrzymamy mniej więcej następujący ich szereg:

1) rodzaj ośrodka grzejącego,
2) różnica temperatur ośrodka grzejnego i powietrza,
3) szybkość powietrza przepływającego obok grzejnika,
4) wysokość grzejnika,
5) sposób ustawienia grzejnika,
6) ilość ogniw składających grzejnik,
7) kształt i głębokość przekroju poprzecznego grzejnika,
8) szybkość przepływu środka grzejnego,
9) sposób pomalowania grzejnika,
10) odstęp między oddzielnemi ogniwami.

Poniżej ograniczymy się do rozpatrzenia wydajności ciepła z grzejników wodnych i parowych, działających bezpośrednio, t. j. ustawionych w pomieszczeniach ogrzewanych, i to grzejników typu najbardziej rozpowszechnionego, mianowicie złożonych z gładkich ogniw radjatorowych.

W przeciwieństwie do nagrzewnic (kaloryferów), w których szybkość powietrza przez nie przepływającego (mniej lub więcej znaczna) ma bardzo doniosły wpływ na wielkość spółczynnika wydajności ciepła, szybkość powietrza przepływającego obok grzejników, działających bezpośrednio, jest tak umiarkowana, że wpływ pewnych różnic jej na wydajność można w praktyce zupełnie pominąć, jako nader mały.

Również i wpływ odstępu ogniw oraz kształtu i głębokości ich przekroju poprzecznego ma dla radjatorów typów, więcej rozpowszechnionych, bardzo małe znaczenie. Nadmienić tu tylko wypada, że, ze względu na wzajemne promieniowanie ciepła jednego ogniwa na drugie, płaski przekrój ogniw jest nieco mniej korzystny od obłego.

Wpływ sposobu ustawienia grzejnika (swobodnie na ścianie lub we wnęce) zależy od tylu najróżnorodniejszych czynników (odległość grzejnika od ściany, głębokość wnęki, stosunek jej wysokości i szerokości do odpowiednich wymiarów grzejnika i t. p.), że ujmować go liczbowo można tylko zgruba, czysto empirycznie, a uwzględniać w obliczeniach zapomocą pewnych dodatków procentowych. Zmniejszenie wydajności grzejników wskutek ustawienia ich we wnękach bywa, naogół biorąc, w praktyce przeceniane.

Wpływ sposobu pomalowania grzejników zbadano dosyć dokładnie. W porównaniu z powierzchnią surową świeżego odlewu powierzchnia pomalowana czarno, bronzowana lub pokryta farbą jasną lecz matową, przedstawia wydajność o 6% wyższą, powierznia zaś biało emaljowana lub lakierowana wydajność o 10% niższą.*)

Pozostałby do rozpatrzenia oddzielnie dla grzejników wodnych i parowych wpływ na spółczynnik wydajności ciepła następujących trzech czynników: różnicy temperatur, wysokości i ilości ogniw radjatorowych, składających grzejnik.

Rozporządzamy bardzo bogatym materjałem doświadczalnym, dotyczącym wpływu tych trzech czynników i zebranym — poza literaturą techniczną perjodyczną — w dwóch klasycznych dziełach: R. Carpenter'a „*Heating and Ventilating Buildings* i H. Rietschel — K. Brabbée" *Heiz — und Lüftungstechnik.* Na podstawie tego materjału doświadczalnego zupełnie możliwe jest uogólnienie zapomocą krzywych lub zapomocą wzoru matematycznego wpływu trzech, wyżej wymienionych czynników. Takiego uogólnienia jednakże w postaci systematycznej nie spotykamy ani w dwóch powyższych dziełach ani wogóle w literaturze ogrzewniczej. Zadaniem niniejszej pracy jest analityczne określenie wpływu trzech ostatnio wymienionych czynników na spółczynnik wydajnosci ciepła z grzejników radjatorowych w celu ułatwienia 1) opracowania tablic wydajności, 2) obliczenia wydajności w wypadkach, bardziej złożonych.

Oznaczenia przyjęte:

T — temperatura w stopniach C ośrodka grzejącego
t — „ „ „ „ pomieszczenia
$\vartheta = T - t$ — różnica powyższych temperatur

*) R. Carpenter Heating & Ventilating. Buildings.

k — spółczynnik wydajności ciepła grzejnika w ciepłostkach z 1 m^2 na 1°C różnicy temperatur
K = $k\vartheta$ — wydajność ciepła z 1 m^2 grzejnika przy różnicy temperatur ϑ
h = całkowita wysokość grzejnika w metrach (bez nóżek)
n = ilość ogniw radjatorowych składających grzejnik.

I. GRZEJNIKI RADJATOROWE WODNE.

1) W p ł y w r ó ż n i c y t e m p e r a t u r.

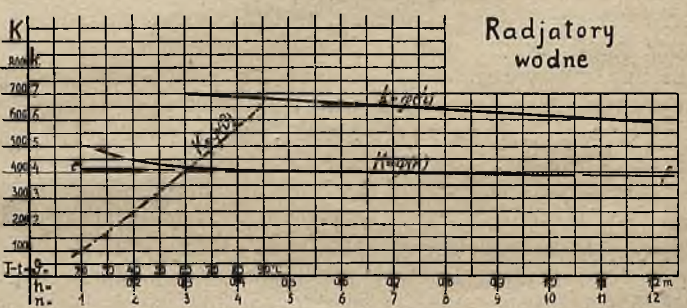
Wydajność grzejników nie jest, jak wiadomo, proporcjonalna do różnicy temperatur, lecz wzrasta szybciej od niej, t. zw. spółczynnik *k* nie jest ilością stałą lecz zmienną w zależności od różnicy temperatur. Ażeby zbadać szczegółowiej tę zależność wykreślamy krzywą wydajności ciepła grzejników — radjatorowych wodnych $k = \varphi(\vartheta)$ na podstawie spółczynników Rietschel'a dla grzejników najczęściej spotykanych t. j. o wysokości $h = 0,6$ *m* a ilości ogniw $n = 9$.

Ponieważ spółczynniki Rietschel'a podane są w postaci niedogodnej, gdyż obejmują dziesięciostopniowe obszary różnic temperatur, więc celem uzyskania ciągłości krzywej zastosowano metodę interpolacyjną, poleconą przez K. Obrębowicza („*Spółczynniki i prawidła do obliczeń technicznych ogrzewania*". Warszawa 1910).

Krzywa $K = \varphi(\eta)$, wykreślona na rys. 1, da się z dużem przybliżeniem ująć w równanie kształtu następującego:

$$K = a\vartheta + b\vartheta^{m} - c \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (1)$$

Rozpatrując równanie powyższe, spostrzeżemy, że są takie wartości ϑ, nawet większe od zera, przy których *K* może być liczbą ujemną. Teoretycznie jestto oczywiście nie-



Rys. 1.

możliwe, praktycznie biorąc zaś, oznacza, że poniżej pewnej wielkości różnicy temperatur grzejnika i pomieszczenia (około 7°C) wydajność ciepła z grzejnika staje się nieskończenie małą.

Obliczając parametry równania krzywej dla jej przebiegu w granicach od $\vartheta = 40°C$ do $\vartheta = 80°C$, otrzymujemy następujące wartości:

$$a = 6{,}4, \quad b = 0{,}063. \quad c = 40,$$

wobec czego równanie krzywej przyjmuje postać:

$$K = 6{,}4\,\vartheta + 0{,}063\,\vartheta^{1,68} - 40 \quad . \; . \; . \; . \; . \; (2);$$

że zaś

$$k = \frac{K}{\vartheta} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (3);$$

więc

$$k = 6{,}4 + 0{,}063\,\vartheta^{0,68} - \frac{40}{\vartheta} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; (4).$$

2. W p ł y w w y s o k o ś c i o g n i w.

Wyznaczymy z doświadczeń Rietschel'a w układzie spółrzędnych (*k, h*) (rys. 1) wartości *k* dla wysokości ogniw 0.5 m. 0,7 m. i 1,0 m. przy różnicy temperatur $\vartheta = 55°C$ i ilości ogniw $n = 9$, otrzymujemy jako obraz zależności spółczynnika wydajności ciepła od wysokości ogniw prostą $k = \varphi(h)$.

Ogólne równanie tej prostej:

$$k = a\,(b - ch) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; (5).$$

Przyjmując wartość *k* spółczynnika dla wysokości ogniw 0,6 m. jako normalną, otrzymujemy, jako wartość spółczynnika k_h dla ogólnej wysokości grzejnika h:

$$k_h = k\,(1{,}12 - 0{,}2\,h) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (6).$$

3. W p ł y w i l o ś c i o g n i w.

Zależność wydajności ciepła od ilości ogniw grzejnika wyraża się w układzie spółrzędnych (*k,n*) krzywą hyperboliczną. Charakter zależności spółczynnika *k* od ilości ogniw jest oczywiście zupełnie analogiczny. Rietschel w piątem wydaniu swego „*Leit. z. Berechn. der Lüftungs- und Heizungsanlagen*" uwzględniajac ilość ogniw *n* w grzejniku, proponuje określanie spółczynnika ciepła jako iloraz: $\frac{a + b\,(n-1)}{n}$, przyczem w wyrażeniu tem spółczynniki *a* i *b* są różne przy rozmaitych różnicach temperatur co oczywiście niezmiernie komplikuje określenie wartości spółczynnika w zmiennych warunkach.

Przyjrzawszy się jednak bliżej zależności spółczynnika wydajności od ilości ogniw, zobaczymy, że wyrażenie jej algebraiczne da się znacznie uprościć. W tym celu wykreślamy krzywą $k = \varphi(n)$, wyrażającą zależność wydajności ciepła od ilości ogniw dla pewnej określonej temperatury, a mianowicie dla $\vartheta = 60°$ oraz dla wysokości ogniw $h = 0{,}6$ m. Rozpatrując tę krzywą widzimy, że przebieg jej dla ilości ogniw radjatorowych, od trzech poczynając, wzwyż da się z dużem przybliżenieniom zastąpić przez prostą *ef* lekko nachyloną do osi odcinków. Od prostej tej natomiast silnie odskakują wartości *K* dla ilości ogniw 1 i 2, w praktyce nie mające zastosowania wcale lub bardzo rzadko. Prócz tego widzimy, że zmienność wydajności przy ilości ogniw powyżej trzech jest wogóle nieznaczna tak, iż nie popełniając poważniejszego błędu możemy prawo tej zmienności dla pewnej (w praktyce dosyć częstej) różnicy temperatur i wysokości ogniw przenieść i na inne wartości ϑ oraz *h*.

Przyjmując znów wartość *K*, jako normalną dla grzejników wodnych przy 9 ogniwach, możemy prostą $k = \varphi(n)$ wyrazić przez równanie:

$$K_n = K\,(1{,}07 - 0{,}0077\,n) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; (7);$$

gdzie K_n jest wydajnością grzejnika przy ilości ogniw $n > 2$.

Analogicznie do powyższego otrzymujemy dla grzejników o ilości ogniw większej od dwóch, wzór na spółczynnik k_n

$$k_n = k\,(1{,}07 - 0{,}0077\,n) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; (8).$$

Uwzględniając wpływ różnicy temperatur, wysokości grzejnika i ilości ogniw otrzymujemy dla grzejników radjatorowych wodnych na spółczynnik *k* wyrażenie

$$k = \left(6{,}4 + 0{,}063\,\vartheta^{0,68} - \frac{40}{\vartheta}\right)\left(1{,}12 - 0{,}2h\right)\left(1{,}07 - 0{,}0077n\right) \quad . \quad (9).$$

II. GRZEJNIKI RADJATOROWE PAROWE.

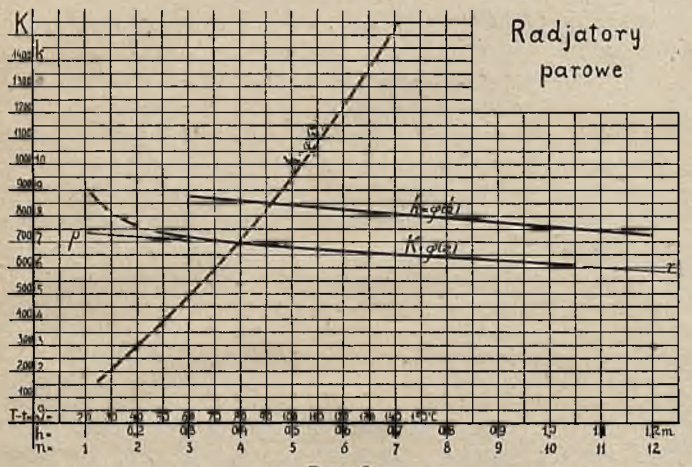
1. W p ł y w y r ó ż n i c y t e m p e r a t u r.

Dane dotyczące wpływu różnicy temperatur na wielkość spółczynnika *k* dla grzejników parowych zawarte w tablicach Rietschel'a, są dosyć skąpe i ogólnikowe, uwzględniają bowiem tylko grzejniki parowe niskoprężne i wysokoprężne bez bliższego określenia różnicy temperatur.

Natomiast obity materjał w tym kierunku spotykamy u Carpenter'a który podaje nawet całą tablicę krzywych wydajności K dla różnego rodzaju grzejników parowych, działających pośrednio i bezpośrednio.

Taką krzywą $K = \varphi\ (\vartheta)$ dla grzejników radjatorowych, odpowiednio przerobioną na system metryczny, zawiera (rys. 2).

Równanie tej krzywej ma ogólną postać zupełnie taką samą, jak równanie (1) dla grzejników wodnych; wy-



Rys. 2.

prowadzając z niej zaś drogą analogiczną, jak poprzednio, wartość spółczynnika *k*, otrzymujemy:

$$k = 6{,}7 + 0{,}08\ \vartheta^{0,8} - \frac{40}{\vartheta} \quad \ldots\ldots \quad (10).$$

2. Wpływ wysokości ogniw.

Taksamo zupełnie, jak dla grzejników wodnych z trzech punktów (dla $h = 0{,}5$ m., 0,7 m. i 1,0 m) określamy zależność spółczynnika wydajności grzejników parowych od wysokości ogniw jako:

$$k_h = k\ (1{,}12 - 0{,}208\ h) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (11).$$

przyczem przy wyznaczeniu oddzielnych punktów wykresu (k, h) przyjęto jako normalną ilość ogniw $n = 6$.

3. Wpływ ilości ogniw.

Dolna część krzywej hyperbolicznej $K = \varphi\ (n)$, wyrażającej zależność wydajności K od ilości ogniw ma dla grzejników parowych przebieg bardziej stromy niż dla grzejników wodnych, co da się wytłomaczyć chyba tem, że ujemny wpływ wzajemnego promieniowania ciepła jednego ogniwa na drugie jest silniejszy w grzejnikach parowych niż wodnych.

Zastępując znów dolną część krzywej $K = \varphi\ (n)$ przez prostą *pr*, otrzymujemy dla grzejników radjatorowych o liczbie ogniw $n > 2$ z dużem przybliżeniem;

$$k_h = k\ (1{,}13 - 0{,}0209\,n) \quad \ldots\ldots \quad (12).$$

gdzie *k* jest spółczynnikiem dla 6 ogniw.

Uwzględnieniając znów wpływ wszystkich trzech czynników, otrzymujemy dla grzejników radjatorowych parowych na spółczynnik *k* wyrażenie:

$$k = \left(6{,}7 + 0{,}08\vartheta^{0,8} - \frac{40}{\vartheta}\right)\left(1{,}12 - 0{,}208h\right)\left(1{,}13 - 0{,}0209n\right) \quad (13).$$

W praktyce, przy obliczeniach technicznych daleko dogodniejsze jest używanie zamiast spółczynnika *k* wprost wydajności ciepła *K*. Z równań (3) i (9) względnie (13) otrzymujemy jako wydajność ciepła, dla grzejników radjatorowych:

$$K_w = (6{,}4\vartheta + 0{,}063\vartheta^{1,68} - 40)(1{,}12 - 0{,}2h)(1{,}07 - 0{,}077n)(14).$$

dla grzejników parowych zaś:

$$K_p = 6{,}7\vartheta + 0{,}08\vartheta^{1,8} - 40)(1{,}12 - 0{,}208h)(1{,}13 - 0{,}0209n)(15).$$

W dwóch powyższych wyrażeniach najżmudniejsze jest obliczanie czynnika pierwszego, który przytem może przybierać najróżniejsze wartości, gdyż różnica temperatur ϑ jest dowolnie zmienna w granicach: dla wody mniejwięcej od 30 do 85°C dla pary zaś od 40° do 150°C. Wyraz ostatni również jest bardzo zmienny, bo w granicach: od $n = 3$ do $n = 30$ (wyjątkowo), przyczem jednak *n* może mieć tylko wartości całkowite. Natomiast skala zmienności wyrazu drugiego jest dla określonego typu radjatorów mała, gdyż odlewnie (przynajmniej u nas) wykonywują pięć, a najwyżej sześć „numerów" czyli wysokości radjatorów.

Wzory powyższe oczywiście nie nadają się do użytkowania bezpośredniego. Ażeby móc z nich skorzystać, należy na ich podstawie opracować szczegółowe tablice wydajności radjatorów tego typu jakim się stale rozporządza. W Polsce sprawę upraszcza ta okoliczność, że typy radjatorów, odlewanych przez wytwórnie krajowe różnią się bardzo nieznacznie ze względu na dużą zmienność w równaniach (14) i (15) wyrazów pierwszego i ostatniego i na żmudność obliczania wyrazu pierwszego najdogodniej jest obliczyć tablicę wstępną wydajności z 1 m² dla rozmaitych różnic temperatur (w odstępach np. 5°C) oraz dla różnych ilości ogniw, a następnie wprowadzając mnożnik wysokości na podstawie równań (6) i (11) i mnożnik, zależny od wielkości powierzchni ogniw radjatorowych, opracować tablice ostateczne.

Kursy dla palaczy Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.

O DOBORZE PALACZY KOTŁOWYCH.

W całokształcie czynników prowadzących do racjonalizacji pracy w zakładach przemysłowych poczesne miejsce zajmują warunki w jakich pracują instalacje dostarczające zakładom przemysłowym energji cieplnej, mechanicznej lub elektrycznej. O ile chodzi o utrzymanie silników, świadomość potrzeby zapewnienia im jaknajlepszych warunków pod względem konserwacji, obsługi i pomieszczenia została powszechnie uznana. W znacznie gorszych warunkach pracują kotły parowe i bardzo proste nieraz i nie pociągające za sobą większych kosztów zarządzenia wystarczają aby podnieść sprawność pracy kotłów albo zaoszczędzić poważne ilości paliwa, decydujące o znacznem zmniejszeniu kosztów własnych produkcji, co niejednokrotnie stanowić może o zdolności zakładu do spółzawodnictwa na rynkach zbytu.

W kierunku racjonalnej pracy kotłów parowych pierwszorzędne znaczenie posiada należycie wyszkolony bezpośredni personel wykonawczy, zdający sobie sprawę ze swych obowiązków i posiadający świadomość zawodową dróg i środków, prowadzących do należytego wywiązywania się z przyjętych na siebie obowiązań. Takich pracowników przysporzyć nam mają organizowane przez Stowarzyszenie Warszawskie kursy dla palaczy, o których pragnęlibyśmy powiedzieć słów kilka w celu omówienia najbardziej aktualnych spraw, jakie z powodzeniem i z rozwojem kursów bezpośrednio są połączone.

Właściwości pracy palacza wymagają całego szeregu kwalifikacyj ogólnych i zawodowych. Dobór pracowników

przemysłowych odbywa się obecnie już nie na dowolnych jak dotąd podstawach, opartych w najlepszym razie na świadectwach z poprzedniej pracy lub na mniej lub więcej miarodajnych rekomendacjach, lecz na wynikach szeregu ściśle objektywnych badań naukowych, ustalających istotne właściwości wrodzone lub uzdolnienia nabyte kandydatów na pewne stanowisko. Badania psychotechniczne obowiązywały już podczas wielkiej wojny przy rekrutowaniu armji amerykańskiej. Badania te wprowadzone są obecnie pomiędzy innemi na sieci kolei miejskich w Bostonie i w Berlinie, na kolejach państwowych pruskich i w całym szeregu pierwszorzędnych wytwórni w Niemczech i w Ameryce. Nie ulega wątpliwości, że odpowiedzialna praca palacza kotłowego wymaga odeń w wysokim stopniu przytomności umysłu, sumienności i ogólnego rozwoju, pozwalającego pracownikowi na orjentowanie się w otrzymywanych dyspozycjach i umiejętnej obsłudze tych urządzeń mechanicznych z jakiemi ma on do czynienia.

Po kursach dla palaczy nie należy oczekiwać cudów. Bardzo zkądinąd pożyteczne, o ile dobrze przemyślane, premje dla palaczy nie zastąpią rowniez braku pewnycn wrodzonych cech charakteru lub umiejętności i uzdolnień na bytych.

Należy przeto zapoczątkować szereg akcyj pomocniczych jeżeli istotnie w drodze dokształcania osiągnąć mamy pomyślne wyniki.

Przedewszystkiem należy zwrócić uwagę na ilość analfabetów śród palaczy. Na kursach Stowarzyszenia procent nieumiejących czytać i pisać dochodził do 40. Praca prelegenta wobec takiego audytorjum staje się nad wyraz niewdzięczną i nieprodukcyjną. Słuchacz analfabeta nie jest w stanie przygotować sobie żadnych notatek z wykładu i nie może pogłębić nabytych wiadomości przez czytanie odpowiednich podręczników. W swem życiu zawodowem nie może on bez pomocy obcej zapoznać się nawet z brzmieniem przepisów bezpieczeństwa, które jednak wykonywać codziennie powinien. Należałoby przedewszystkiem walczyć z analfabetyzmem palaczy. Na kursy dla palaczy posyłać należałoby przedewszystkiem personel, który sztukę czytania i pisania posiada. Należałoby zachęcać palaczy do samodzielnego opanowywania tej sztuki. W większości wypadków w oparciu o szkoły powszechne i organizowane przez nie kursy dla analfabetów dorosłych sprawa ta nie powinna przedstawiać większych trudności. W trudniejszych wypadkach zalecać można organizowanie kursów dla analfabetów samodzielnie, gdyż zwalczenie analfabetyzmu stanowi zasadniczy warunek rozwoju przemysłu wogóle.

Wobec braku pracowni psychotechnicznych w kraju (posiadamy dotąd taką pracownię jedynie w Warszawie przy Patronacie Młodzieży Rzemieślniczej*) należałoby tymczasem wprowadzić przynajmniej badania lekarskie palaczy w kierunku pewnych chorób nałogowych (pijaństwo), epilepsji i t. p. Radykalnem w tym kierunku zarządzeniem byłoby oczywiście opracowanie przy udziale techników specjalistów i lekarzy schematu pełnych badań psychotechnicznych.

Warunki powyższe są oczywiście znacznie łatwiejsze do wykonania wobec nowo przyjmowanych pracowników względem których można z góry postawić pewne określone wymagania. Nie należy jednak zupełnie rezygnować z nich i w stosunku do zatrudnionego już w pewnem przedsiębiorstwie personelu, tembardziej, że wprowadzając je w życie stopniowo i rozkładając pewne rygory na szereg lat (od 3 do 5) można niewątpliwie pobudzić zainteresowanych do zajęcia się własnym losem.

*) O znaczeniu badań psychotechnicznych i o organizacji tych badań por.: Mechanik—rok 1922. Str. 39.—Badania uzdolnień zawodowych. Str. 204. — Badanie uzdolnienia zawodowego terminatorów w warsztacie mechanicznym. Str. 230. — Badania psychotechniczne na gruncie warszawskim. Mechanik—rok 1923. Str. 60.— Badania psychotechniczne w kolejnictwie i b. obfita literatura w języku angielskim i niemieckim.

KURSY DLA PALACZY W KOPALNI WĘGLA BRZESZCZE (P. OŚWIECIM).

Wykłady rozpoczęto dn. 28. IV. 1024 i ukończono dn. 10 V. 1924 r.

We wstępnych przemówieniach inż. kopalni „Brzeszcze" p. St. Sternika i inż. okręgowego Stow. Dozoru Kotłów w Warszawie, J. Chudzikiewicza streszczono cel i program wykładów.

Ze względu na zajęcia słuchacze zostali podzieleni mimo stosunkowo małej liczby (35) — na dwie grupy, z których pierwsza, w ilości 21 uczęszczała na wykłady codziennie od 8-ej do 10-ej rano, pozostali zaś codziennie od 3-ej do 5-ej po południu. Wykłady uzupełniono zajęciaciami praktycznemi w kotłowni z każdą grupą oddzielnie. W sobotę dn. 10. V. r. b. przystąpiono do egzaminów, w których jako egzaminatorowie brali udział a) inżynierowie Stow. dozoru kotłów w Warszawie pp. J. Chudzikiewicz, K. Gawron i Humięcki i b) zaproszeni inżynierowie kopalni „Brzeszcze" pp. Kmietowicz i Sternik. Egzaminy odbywały się w kotłowni kopalnianej.

Do egzaminów zgłosili się wszyscy słuchacze z których 9 zdało z wynikiem bardzo dobrym, 15 z wynikiem dobrym i 11 z wynikiem dostatecznym.

Z wynikiem bardzo dobrym zdali pp. 1) Adamowicz Józef, 2) Bolączka Piotr, 3) Gaj Leon, 4) Córka Franciszek, 5) Knapik Jan, 6) Lubański Józef, 7) Panek Franciszek, 8) Włodarczyk Franciszek, 9) Wójcik Franciszek.

Z wynikiem dobrym zdali pp. 1) Babiuch Stanisław 2) Bartosz Karol, 3) Błachut Józef, 4) Bzibziak Filip, 5) Czak Jakób, 6) Kadulski Michał, 7) Krawczyk Antoui, 8) Krzemień Franciszek, 9) Marczak Aleksander, 10) Sałaszny Karol, 11) Sarna Franciszek, 12) Staroń Antoni, 13) Tomala Andrzej, 14) Wawro Antoni, 15) Zaporowski Władysław.

Z wynikiem dostatecznym; 1) Adamski Franciszek, 2) Baguda Jan, 3) Borowczyk Antoni, 4) Budniak Leopold, 5) Chowaniec Stanisław, 6) Duda Andrzej, 7) Marcela Ludwik, 8) Niesyto Jan, 9) Walczak Stanisław, 10) Wawro Władysław, 11) Witek Franciszek.

WYBÓR NAJODPOWIEDNIEJSZEGO GATUNKU WĘGLA.

W sierpniowym zeszycie *Techniki Cieplnej* drukować będziemy, łącznie z wyjaśnieniami autora, otrzymane dotychczas repliki z powodu artykułu inż. *Stanisława Kruszewskiego*, ogłoszonego pod powyższym tytułem w zeszycie marcowym naszego pisma. W ten sposób zamierzamy zakończyć dyskusję na ten temat. Prosimy przeto naszych czytelników o nadsyłanie nam wszelkich uwag lub zastrzeżeń przed 15 lipca b. r.

REDAKCJA.

Komunikat Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.

STRESZCZENIE SPRAWOZDANIA STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE ZA ROK 1923.

Sprawozdanie z działalności Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie za rok 1923 wyjdzie z druku w ilości 500 egz. na początku czerwca r. b. i stosownie do decyzji Zarządu Stowarzyszenia z dnia 11 kwietnia r. b. rozesłane zostanie bezpłatnie delegatom na Walne Zgromadzenie, członkom Rady Nadzorczej, Zarządu i Komisji Rewizyjnej, wszystkim inżynierom Stowarzyszenia, Ministerstwu Przemysłu i Handlu i Wydziałom Przemysłowym Województw. Członkowie Stowarzyszenia i inne osoby będą mogły nabywać je w Biurze Zarządu Stowarzyszenia (Chmielna 2), za pewną opłatą, — nie przekraczającą kosztów własnych wydawnictwa.

Sprawozdanie zawiera spis osób, tworzących władze Stowarzyszenia, a mianowicie: delegatów na Walne Zgromadzenie, członków Rady Nadzorczej, Zarządu i Komisji Rewizyjnej.

Następnie pomieszczony jest personel Stowarzyszenia techniczny i biurowy według sześciu okręgów, a mianowicie: Warszawski, Łódzki, Dąbrowski, Krakowski, Lwowski i Białostocki. Sprawozdanie kasowe zawiera: rachunek zysków i strat, zamykający się przewyżką dochodów nad wydatkami w sumie Mk. 494.058.336,42, bilans zamknięcia, zamykający się sumą Mk. 36.991.070.797,37 oraz protokół Komisji Rewizyjnej, która stwierdziła, że gospodarka finansowa Stowarzyszenia „była bardzo przezorna i zabezpieczająca od spadku marki polskiej".

S p r a w o z d a n i e s t a t y s t y c z n e: W roku sprawozdawczym 1923 przybyło 1108 nowych członków z 1223 przedsiębiorstwami, ubyło 251 członków z 286 przedsiębiorstwami. W d. 31 grudnia 1923 roku Stowarzyszenie składało się z 6551 członków rzeczywi-stych z 7902 przedsiębiorstwami, w tej liczbie 250 przedsiębiorstw zleconych. Liczba członków w stosunku do roku poprzedniego wzrosła o 19,4%, a przedsiębiorstwo 17,5‰, w tej liczbie zleconych o 13,9%.

W dniu 1 stycznia 1924 roku zarejestrowanych było w Stowarzyszeniu 12743 kotłów czynnych i 2044 nieczynnych, razem 14787 kotłów, w tej liczbie zleconych i czynnych 496, a nieczynnych 72.

Na jednego stowarzyszonego wypadało średnio 2,1 kotłów, a na jedno przedsiębiorstwo 1,9 kotła, co świadczy o znacznem rozproszeniu terytorjalnem kotłów, znajdujących się pod dozorem Stowarzyszenia.

W sprawozdaniu zamieszczono pięć szczegółowych tablic statystycznych.

T a b l i c a I zawiera *wykaz kotłów czynnych i nieczynnych, znajdujących się pod dozorem zleconym* z podziałem na województwa i należących do dziewięciu Ministerstw, oraz do osób prywatnych. Ogólna liczba kotłów pod zleconym dozorem wynosi: czynnych 496, nieczynnych 72, z czego do osób prywatnych należy — czynnych 89, nieczynnych 6, resztę stanowią kotły stanowiące własność wspomnianych dziewięciu Ministerstw.

T a b l i c a II zawiera *podział wszystkich kotłów dozorowanych przez Stowarzyszenie według powierzchni ogrzewalnej* i wykazuje kotłów:

do 20 mtr.² pow. ogrz.	4183 czynnych	445 nieczynnych,	co stanowi 31,3% od ogólnej liczby kotłów.
od 20 „ do 50 m²	2471	„ 481	„ 20,0%
„ 50 „ „ 100 „	2277	„ 440	„ 18,4„
„ 100 „ „ 200 „	1161	„ 188	„ 9,1„
„ 200 „ „ 300 „	401	„ 84	„ 3,3„
„ 300 „ „ 400 „	133	„ 6	„ 0,9„
ponad 400	39	„ 1	„ 0,3„
chwilowo nierozsegregowanych	2078	„ 399	„ 16.7„
Razem	12743	„ 2044	„ 100,0%

T a b l i c a III zawiera *podział kotłów według ciśnienia:*

do 4 kg/cm²	168 kotłów,	co stanowi 1,1% ogólnej liczby kotłów
od 4 do 6 kg/cm²	3114 „	„ „ 21,1„ „ „ „
„ 6 „ 8 „	3469 „	„ „ 23,4„ „ „ „
„ 8 „ 10 „	2357 „	„ „ 15,9„ „ „ „
„ 10 „ 12 „	1967 „	„ „ 13,3„ „ „ „
„ 12 „ 15 „	1183 „	„ „ 8,0„ „ „ „
ponad 15 „	175 „	„ „ 1,3„ „ „ „
chwilowo nierozsegregowanych	2354 „	„ „ 15,9„ „ „ „
Razem	14787 „	„ „ 100,0% „ „ „

T a b l i c a IV zawiera *podział kotłów według typów,* a mianowicie:

a) walczakowych	744 kotłów,	co stanowi 4,8% ogólnej liczby kotłów
b) płomienicowych z paleniskiem pod kotłem	16 „	„ „ 0,1„ „ „ „
c) płomienicowych z paleniskiem wewnętrznem lub przedpaleniskiem	3651 „	„ „ 24,7„ „ „ „
d) płomieniówkowych	786 „	„ „ 5,2„ „ „ „
e) lokomobilowych typu parowozowego	3115 „	„ „ 21,1„ „ „ „
f) lokomobilowych z wysuwanym systemem rurowym	3689 „	„ „ 24,8„ „ „ „
g) wodnorurkowych	981 „	„ „ 6,5„ „ „ „
h) chwilowo nierozsegregowanych	1805 „	„ „ 12,8„ „ „ „
Razem	14787 „	„ „ 100.0% „ „ „

T a b l i c a V zawiera *podział kotłów według rodzaju przemysłu,* a mianowicie:

rolnictwo	2618 czyn.,	102 nieczyn.,	18,2% ogóln. liczby kotł.
gorzelnie i rektyfikacje	695 „	222 „	6,1„ „ „ „
browary i drożdżownie	184 „	22 „	1,7„ „ „ „
przetwórnie produktów rolnych (krochmalnie, syropiarnie i t. d.)	76 „	35 „	0,8„ „ „ „
przetwórnie produktów spożywczych (fabryki czekolady, marmolady, mleczarnie, maślarnie. i t. d.	96 „	19 „	0,8„ „ „ „
cukrownie	498 „	88 „	3,8„ „ „ „
przemysł młynarski i piekarski	617 „	52 „	4,5„ „ „ „
przemysł garbarski	187 „	34 „	1,4„ „ „ „
„ włókienniczy	1293 „	228 „	10,7„ „ „ „
„ drzewny	1190 „	105 „	8,7„ „ „ „
„ chemiczny (farb., praln., mydlar.)	217 „	57 „	1,7„ „ „ „
przemysł metalowy	398 „	129 „	3,6„ „ „ „
„ papierniczy	123 „	16 „	0,9„ „ „ „
„ ceram. i szklarski	287 „	60 „	2,6„ „ „ „
„ górn.-hutniczy	948 „	245 „	8,1„ „ „ „
„ kopalniczo-naft.	1424 „	317 „	11,6„ „ „ „
„ rafinerje nafty	285 „	27 „	2,1„ „ „ „
„ cement, wapno, gips	83 „	16 „	0,6„ „ „ „
„ budowlany	40 „	4 „	0,4„ „ „ „
„ elektrownie	208 „	21 „	1,5„ „ „ „
zakłady miejskie	208 „	45 „	1,9„ „ „ „
wynajem kotłów	24 „	— „	0,2„ „ „ „
komunikacja	71 „	7 „	0,5„ „ „ „
różne i zlecone	978 „	193 „	7,6„ „ „ „
Razem	12743 „	2044 „	100,0% „ „ „

Prace personelu technicznego (obowiązkowe):

odbiorów technicznych dokonano	976 —	6,6% ogólnej liczby kotłów
prób wodnych	4342 —	29,4„ „ „ „
rewizyj wewnętrznych	5154 —	34,8„ „ „ „
„ zewnętrznych	9101 —	61,5„ „ „ „
„ kotłów na specj. żądanie	141 —	0,9„ „ „ „
wyjazdów w różnych sprawach kotłowych	388 —	2,6„ „ „ „
Razem	20102	

Prace personelu technicznego (nieobowiązkowe):

próby odparowalności kotłów	14
indykowania i regulowania maszyn parowych	69
indykowania i regulowania silników spalinowych	2
„ „ pomp gazowych	6
„ „ „ powietrznych	6
„ „ „ kompresorów	2
rewizje instalacyj elektrycznych	2
„ tryskaczy	2
„ warników cukru	1
„ parników	40
„ cylindrów na kwas węglowy	101
„ warników kleju	3
„ zbiorników powietrza	6
„ wirówek	139
przebudowa instalacyj, przeważnie całych instalacyj cukrownicz	7
Razem	400

Inżynier Stowarzyszenia był przeciętnie około 200 dni w roku poza domem i odwiedził 338 przedsiębiorstw przemysłowych w ciągu roku, czyli 1,7 przedsiębiorstw dziennie. Dni wolne od zajęć w fabrykach inżynierowie poświęcali pracom technicznym w biurach Stowarzyszenia, oraz sporządzaniu książek kotłowych nowego typu, których wydano w roku sprawozdawczym 1850

Podczas rewizyj kotłów stwierdzono:

niedokładności osprzętu	3667 —	24,7% ogólnej liczby kotłów
uszkodzeń kotłów	2135 —	14,4„ „ „ „
różnych innych niedokładności, jak np.: wadliwość obmurza, wilgoć w kanałach, niedoczyszczenie kotłów, smar na ściankach i t. d.	510 —	3,4„ „ „ „

Zarządzono:

wstrzymanie pracy kotłów wskutek pęknięć i naderwań blach, przepaleń i wypuklin, przeżarć, wyrdzewień, nieszczelności połączeń i poważniejszych niedokładności osprzętu, oraz podeszłego wieku kotłów	253 —	1,7„ „ „ „
naprawę . . . . , . .	841 —	5,7„ „ „ „
zmniejszenie ciśnienia roboczego	255 —	1,7„ „ „ „
nadzór wzmocniony	131 —	0,8„ „ „ „
wznowienie pracy	63 —	0,4„ „ „ „
usunięcie z ruchu:		
czasowo	132 —	0,8„ „ „ „
zupełnie	111 —	0,7„ „ „ „
opieczętowanie wskutek niebezpieczeństwa dalszego prowadz.	73 —	0,5„ „ „ „

Zaległości:

Niezałatwiono koncesyj . . .	56 —	0,3„ „ „ „
„ prób wodnych .	947 —	6,4„ „ „ „
„ rew. wewnętrzn.	784 —	5,3„ „ „ „
„ „ zewnętzn. .	605 —	4,1„ „ „ „

Przyczyną niewykonania większości rewizyj kotłowych była niepunktualność ze strony stowarzyszonych, którzy nie przygotowali odpowiednio swych kotłów na terminy wyznaczone przez inżynierów Stowarzyszenia. Następnie w ciągu roku sprawozdawczego wykonywane były wszystkie zaległe próby i rewizje z lat poprzednich, niezależnie od tych, które wypadały w roku sprawozdawczym.

Pozatem ciągły napływ nowozgłaszanych kotłów utrudniał niezmiernie systematyczne wykonywanie prac, które ze względu na wzrastające koszty przejazdowe i znaczne odległości należało wykonywać możliwie marszrutowo.

Do 1922 roku rewizje wewnętrzne wykonywane były przeważnie co 6 lat łącznie z próbą wodną. Nowe przepisy wymagają rewizji wewnętrznej kotła co 3 lata, co podwoiło ilość rewizyj wewnętrznych. W niektórych ośrodkach przemysłowych wiele kotłów znajduje się pod dozorem wzmocnionym i wymaga co kilka miesięcy oględzin, co również znacznie utrudnia inżynierom pracę i zabiera czas, który mogliby poświęcić na załatwianie rewizyj bieżących, zmuszając do kilkakrotnego odwiedzania jednego i tego samego kotła w ciągu roku w celu podtrzymania przemysłu i nienarażania właściciela na zatrzymanie pracy jego przedsiębiorstwa.

Znaczna ilość niedokonanych rewizyj przypada na kotły, które zgłoszone zostały w ostatnich miesiącach roku sprawozdawczego lub też na kotły będące w naprawie.

Odbiory techniczne kotłów, które otrzymały papiery koncesyjne, nie zostały dokonane z następujących powodów: niektóre papiery koncesyjne nadeszły do biur Stowarzyszenia przy końcu roku sprawozdawczego; nie przygotowano kotłów do próby pomimo napomnień; kotły były w naprawie; fabryka spaliła się po otrzymaniu koncesji lub nie była wykończona; załatwiono część odbioru technicznego, próbę wodną, rewizję wewnętrzną lub zewnętrzną; odbiór techniczny może być dokonany stopniowo; niepomyślne próby wodne; nieścisłość rysunku.

Zaległości w rewizjach zewnętrznych pochodzą stąd, że w niektórych miejscowościach, gdzie przemysł jest skupiony, rewizje zewnętrzne w przedsiębiorstwach załatwiane są podczas prób wodnych i rewizyj wewnętrznych innych kotłów, przyczem często jest trudno zastać w ruchu te kotły, których rewizja zewnętrzna zalega. Trudno jest również utrafić, ażeby lokomobile rolnicze znajdowały się pod parą. Z powodu przeprowadzanej w roku sprawozdawczym reorganizacji Stowarzyszenia, niektóre rejony zmieniały kilkakrotnie inżynierów w ciągu roku, lub też nie były obsadzone przez stałego inżyniera, wobec czego powstawał brak ciągłości w pracy i zaległości, które jednak zostaną załatwione w roku 1924.

Dozór nad kotłami państwowemi, zleconemi przez odpowiednie władze, stanowi dla inżynierów Stowarzyszenia jeden z trudnych obowiązków, gdyż często z braku kredytów na remont i braku dozoru fachowego na miejscu, nie można dokonać próby i rewizji tych kotłów. Wśród kotłów tej kategorji jest więcej zaległości.

Z przykrością musimy zaznaczyć, że w niektórych wypadkach zmuszeni byliśmy kotły pieczętować, ażeby dokonać rewizji wymaganej przez prawo.

Kursy dla palaczy kotłowych.

Rada Nadzorcza i Zarząd Stowarzyszenia postanowiły zająć się, w interesie Stowarzyszonych, kształceniem palaczy kotłowych.

W roku sprawozdawczym zorganizowano siedem kursów dwutygodniowych dla palaczy kotłowych w następujących miejscowościach: w Warszawie, Żyrardowie, Dąbrowie Górniczej, Łodzi i Grodźcu. Ogólna liczba słuchaczy wyniosła 245, w tem 40% palaczy analfabetów. Program kursów składał się z 2 części: teoretycznej i praktycznej, każda część wykładana była w przeciągu tygodnia. Prelegentami byli: inż. E. Chromiński, prof. Akademji Górniczej w Krakowie, I. Dąbrowski, Okręgowy inż. Stowarzyszenia, inż. B. Humięcki, instruktor opałowy Stowarzyszenia.

Po wysłuchaniu kursu słuchacze poddawani byli egzaminowi w kotłowni przez Komisję, składającą się z inżynierów Stowarzyszenia oraz inżynierów ruchu z okolicznych fabryk. Stosownie do uzdolnienia, palacze zaliczani byli do jednej z trzech kategorji: pierwsza kategorja z wynikiem egzaminu b. dobrym, druga—dobrym i trzecia — dostatecznym. Słuchacze niedostatecznie przygotowani mogą poddać się egzaminowi po upływie pół roku po przesłuchaniu następnego kursu. Stowarzyszenie wydaje palaczom świadectwa według ustalonego wzoru.

Dalszy ciąg kursów dla palaczy rozpoczął się w pierwszym kwartale roku 1924. Przeprowadzono sześć kursów: w Sosnowcu (podwójne), Tarchominie, Tomaszowie Mazowieckim, Pruszkowie i Brzeszczach, liczba słuchaczy w roku 1924 przekroczyła 350.

Wydawnictwa Stowarzyszenia.

Z inicjatywy Prezesa Zarządu Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie, Prof. D-ra Wiesława Chrzanowskiego, z początkiem roku 1923 powstał nowy organ techniczny, który wychodził co miesiąc, jako dodatek do Przeglądu Technicznego w Warszawie, pod tytułem „Wiadomości Stowarzyszeń Dozoru Kotłów w Polsce" i wydawany był wspólnie przez oba istniejące w Polsce Stowarzyszenia Kotłowe: Warszawskie i Poznańskie.

„Wiadomości" otrzymywali w pierwszym rzędzie prenumeratorzy „Przeglądu Technicznego". Pozatem około 200 egzemplarzy, nadbitki rozsyłało bezpłatnie Warszawskie Stowarzyszenie: członkom swej Rady Nadzorczej, Zarządu, Komisji Rewizyjnej, oraz delegatom, wszystkim swoim inżynierom, przedstawicielom władz Ministerstwa Przemysłu i Handlu, mającym bezpośrednią styczność z dozorem kotłów parowych, oraz niektórym należącym do Stowarzyszenia większym zakładom przemysłowym.

Wobec wzrastającego zainteresowania gospodarką cieplną i sprawami kotłowemi, dotychczasowy zakres „Wiadomości" okazał się zbyt szczupłym, a ilość rozsyłanych nadbitek była stale zbyt mała. Ze względu na powyższe, Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie w porozumieniu z Poznańskiem uchwaliło od 1-go stycznia 1924 r., wydawać „Wiadomości" pod nazwą „Technika Cieplna", oraz rozszerzyć ramy tego miesięcznika w granicach możności finansowej, zwiększając ilość wydawanych egzemplarzy w taki sposób, aby każdy członek Stowarzyszenia Kotłowego otrzymywał egzemplarz Techniki Cieplnej. Dotąd wyszło sześć zeszytów Techniki Cieplnej.

Oprócz powyższego czasopisma technicznego w roku sprawozdawczym wydane zostały nakładem Stowarzyszeń Dozoru Kotłów w Polsce następujące broszury i odbitki:

1) prof. St. Biedrzycki i inż. A. Wysokiński „Rolnicze lokomobile parowe i młocarnie",
2) inż. K. Nowicki „Nowsze typy kotłów i urządzenie kotłowni",
3) inż. E. Wagner „Zadania inżyniera ruchu",
4) Wykłady o gospodarce cieplnej. Streszczenie referatów z zakresu oszczędności ciepła, wygłoszonych w Politechnice Lwowskiej w czasie od 4 do 7 kwietnia 1923 roku, na drugim kursie inżynierskim,
5) Bibljografja Cieplna w 3 zeszytach,
6) Przepisy dla obsługujących kotły parowe do obowiązkowego wywieszania w kotłowniach w liczbie 5.500 egzemplarzy.

Czasopisma:

W ciągu roku sprawozdawczego Stowarzyszenie prenumerowało dla swych biur fachowe czasopisma techniczne krajowe i zagraniczne, poświęcone sprawom gospodarki cieplnej i kotłowej.

W roku 1924 ilość i rodzaj abonowanych czasopism technicznych zostały znacznie powiększone.

Bibljoteka:

W celu umożliwienia inżynierom zaznajamiania się z najnowszemi zdobyczami z dziedziny techniki kotłowej i cieplnej zagranicą Stowarzyszenie nabywa najnowsze książki z tej dziedziny w miarę pojawiania się ich na rynku księgarskim.

Przyrządy do badań cieplnych:

W roku sprawozdawczym Stowarzyszenie, licząc się z budżetem, uzupełniło pewną część przyrządów do badań cieplnych i rozdzieliło je pomiędzy biura okręgowe. W roku 1924 zakupione zostaną różne przyrządy w większej ilości i skierowane do biur Stowarzyszenia najwięcej ich potrzebujących. Pertraktacje z firmami zagranicznemi co do kosztorysów tych przyrządów zapoczątkowane zostały w roku sprawozdawczym. Dążeniem Stowarzyszenia jest, aby każde biuro okręgowe i rejonowe miało komplet przyrządów do badań cieplnych i indykowań silników parowych i spalinowych.

(*c. d. n.*).

Wydawca: Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Polsce *Redaktor:* Inż. techn. Jan Komarnicki
Redaktor przyjmuje w piątki pomiędzy godziną 18 tą a 20 tą
REDAKCJA i ADMINISTRACJA: Księgarnia Techniczna, Warszawa, Fredry 2, m. 1. Tel. 147
PRENUMERATA KWARTALNA: Zł. 3. Pojedyńczy zeszyt Zł. 1. CENY OGŁOSZEŃ: 1/1 str. Zł. 120, 1/2 str. 75, 1/4 str. Zł. 40, 1/8 str. Zł. 25.
WKŁADKI: Zł. 10 od 1000 egzeplarzy. DOPŁATY: 50 % na pierwszej i ostatniej stronie okładki.

DRUKARNIA A. MICHALSKIEGO W WARSZAWIE, CHMIELNA 27.